



DEUTSCHES  
PATENTAMT

⑳ Aktenzeichen: P 36 24 755.3  
㉔ Anmeldetag: 22. 7. 86  
㉕ Offenlegungstag: 28. 1. 88

Behördeneigentum

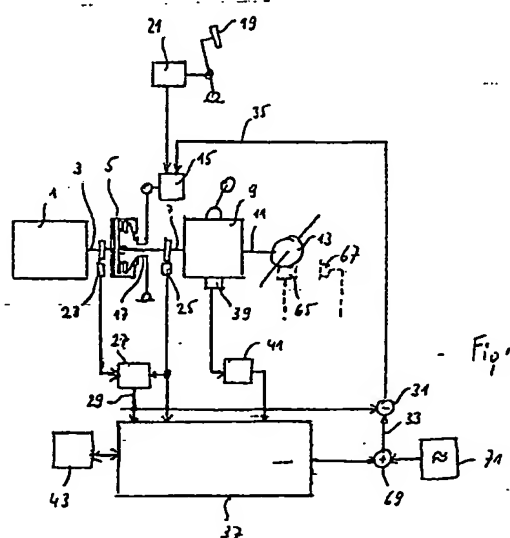
DE 3624755 A1

㉑ Anmelder:  
Sachs Systemtechnik GmbH, 8720 Schweinfurt, DE  
㉒ Vertreter:  
Jordan, H., Dipl.-Ing., 8721 Mainberg

㉓ Erfinder:  
Lutz, Dieter, Dr.-Ing., 8720 Schweinfurt, DE

㉔ Antriebseinrichtung für ein Kraftfahrzeug

Zur Minderung von Torsionsschwingungen im Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs und zur Minderung der hierdurch hervorgerufenen Geräusche wird die zwischen Brennkraftmaschine (1) und Getriebe (9) angeordnete Reibungskupplung (5) von einer Schlupfregelschaltung gesteuert, deren Sollwert-Geber (43) den Schlupf abhängig vom Körperschallpegel steuert. Der Schlupf wird so gesteuert, daß er mit wachsendem Körperschallpegel zunimmt. Der Maximalwert des Schlupfs wird abhängig von der Motordrehzahl begrenzt, wobei der Maximalwert mit wachsender Motordrehzahl bis auf null abnimmt.



DE 3624755 A1

1. Antriebseinrichtung für ein Kraftfahrzeug, umfassend

- a) eine Brennkraftmaschine (1),
- b) ein Getriebe (9),
- c) eine im Drehmomentübertragungsweg zwischen einer Ausgangswelle (3) der Brennkraftmaschine (1) und einer Eingangswelle (7) des Getriebes (9) angeordnete Reibungskupplung (5),
- d) einen Stellantrieb (15) für die Reibungskupplung (5),
- e) eine Schlupfsensoreinrichtung (23, 25, 27), die den Schlupf zwischen der Ausgangswelle (3) der Brennkraftmaschine (1) und der Eingangswelle (7) des Getriebes (9) erfaßt,
- f) eine den Stellantrieb (15) abhängig von dem mittels der Schlupfsensoreinrichtung (23, 25, 27) erfaßten Schlupf zur Erzeugung eines gewünschten Schlupfs steuernden Schlupfregelordnung,
- g) einen auf Schwingungen, die von der Brennkraftmaschine hervorgerufen werden, ansprechenden Schwingungssensor (39, 41; 65; 67), der die Größe des von der Schlupfregelordnung festgelegten, gewünschten Schlupfs abhängig von der Schwingung steuert,

dadurch gekennzeichnet,

daß der Schwingungssensor (39, 41; 65; 67) auf tonfrequente Schwingungen anspricht und ein dem Schallpegel entsprechendes Signal erzeugt, daß die Schlupfregelordnung einen die Drehzahl (n) an einer vorbestimmten Stelle des Drehmomentübertragungswegs erfassenden Drehzahlensor (25) aufweist und einen Maximalwert ( $S_{max}$ ) des gewünschten Schlupfs entsprechend einer vorbestimmten Maximalwert-Charakteristik in Abhängigkeit von der Drehzahl an der vorbestimmten Stelle des Drehmomentübertragungswegs festlegt und

daß die Schlupfregelordnung eine auf das Signal des Schwingungssensors (39, 41; 65; 67) ansprechende Steuerung (37, 43) umfaßt, die die Größe des gewünschten Schlupfs in Abhängigkeit von dem mittels des Schwingungssensors (39, 41; 65; 67) erfaßten Schallpegel auf einen Wert kleiner als den Maximalwert ( $S_{max}$ ) einstellt.

2. Antriebseinrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet,  
daß die Steuerung Signaltransformationsmittel (53; 53a) umfaßt, die abhängig von dem Signal des Schwingungssensors (39, 41; 65; 67) einen Steuerparameterwert erzeugen,  
daß die Steuerung (37) die Schlupfregelordnung zunächst auf den entsprechend der vorbestimmten Maximalwert-Charakteristik festgelegten Maximalwert ( $S_{max}$ ) des Schlupfs einstellt und bei entsprechend dem Maximalwert ( $S_{max}$ ) schlupfender Reibungskupplung (5) einen ersten Grenzwert des Steuerparameters ermittelt,  
daß die Steuerung (37) Speichermittel (43; 49a) umfaßt, die Informationen für die Erzeugung eines zweiten, einem kleineren Schlupf als dem Maximalwert zugeordneten Grenzwert des Steuerparameters speichern und

daß die Steuerung (37) dann den Wert des Schlupfs schrittweise verringert, bis der bei verringertem Schlupf erzeugte Steuerparameterwert den zweiten Grenzwert erreicht.

3. Antriebseinrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Signaltransformationsmittel (53) einen die Größe des Schallpegels repräsentierenden Steuerparameterwert ( $L$ ) erzeugt und daß die Steuerung als zweiten Grenzwert den ersten Grenzwert ( $L_{min}$ ) vermehrt um einen von der Information der Speichermittel (49) festgelegten Betrag ( $\Delta L$ ) erzeugt und den Wert des Schlupfs schrittweise verringert, bis der bei verringertem Schlupf erzeugte Steuerparameterwert kleiner ist als der zweite Grenzwert.

4. Antriebseinrichtung nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Signaltransformationsmittel (53a) einen den Quotienten aus dem Wert der Änderung des von dem Schwingungssensor (39, 41; 65; 67) erfaßten Schallpegels ( $\delta L$ ) und der Änderung des von der Schlupfsensoreinrichtung (23, 25, 27) erfaßten Schlupfs ( $S$ ) repräsentierenden Steuerparameterwert erzeugt und daß die Steuerung (37) den Wert des Schlupfs schrittweise verringert, bis der Steuerparameterwert den in den Speichermitteln gespeicherten zweiten Grenzwert ( $\Delta L/\Delta S$ ) erreicht.

5. Antriebseinrichtung nach einem der Ansprüche 2 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß die Speichermittel als Tabellenspeichermittel (49; 49a) ausgebildet sind und die Informationen zur Erzeugung des zweiten Grenzwerts in von der Drehzahl an der vorbestimmten Stelle des Drehmomentübertragungswegs abhängiger Form speichern.

6. Antriebseinrichtung nach einem der Ansprüche 2 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Signaltransformationsmittel (53; 53a) den auf ein vorbestimmtes Zeitintervall bezogenen zeitlichen Mittelwert der Momentanwerte des Steuerparameters mit dem zweiten Grenzwert vergleicht.

7. Antriebseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Schlupfregelordnung zur drehzahlabhängigen Speicherung der Maximalwerte des gewünschten Schlupfs Tabellenspeichermittel (49; 49a) umfaßt.

8. Antriebseinrichtung nach einem der Ansprüche 2 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Schlupfregelordnung den Schlupf so regelt, daß der Steuerparameterwert im wesentlichen auf dem zweiten Grenzwert konstant gehalten wird.

9. Antriebseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 8, dadurch gekennzeichnet, daß der Drehzahlensor (25) ein der Drehzahl am Eingang (7) des Getriebes (9) entsprechendes Signal erzeugt.

10. Antriebseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß der Schwingungssensor als Beschleunigungssensor (39; 65) ausgebildet ist, der auf im wesentlichen horizontal quer zur Fahrtrichtung gerichtete Vibrationsbeschleunigungen des Getriebes (9) oder eines Differentialgetriebes (13) anspricht.

11. Antriebseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß der Schwingungssensor als im Fahrgastraum des Kraftfahrzeugs angeordnetes Mikrophon (67) ausgebildet ist.

12. Antriebseinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 11, dadurch gekennzeichnet, daß die Schlupfregelordnung eine Modulationsanordnung (69,

71) umfaßt, die einem den Stellantrieb (15) steuernden Steuersignal ein Modulationssignal kleinerer Amplitude überlagert.

13. Antriebseinrichtung nach Anspruch 12, dadurch gekennzeichnet, daß die Frequenz des Modulationssignals größer als die Zündfolgefrequenz der Brennkraftmaschine (1) ist.

14. Antriebseinrichtung nach Anspruch 13, dadurch gekennzeichnet, daß die Frequenz des Modulationssignals das Zwei- bis Zehnfache der Zündfolgefrequenz ist.

### Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Antriebseinrichtung für ein Kraftfahrzeug gemäß dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

Aus der britischen Offenlegungsschrift 21 45 492 ist es bekannt, Drehschwingungen im Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs dadurch zu dämpfen, daß die im Drehmomentübertragungsweg zwischen Brennkraftmaschine und Getriebe angeordnete Reibungskupplung geringfügig geöffnet und ein vorbestimmter Schlupf der Kupplung zugelassen wird. Bei der bekannten Antriebsanordnung wird der Schlupf, d.h. die Differenz der Ausgangsdrehzahl der Brennkraftmaschine und der Eingangsdrehzahl des Getriebes mittels eines die Motordrehzahl erfassenden Drehzahlsensors gesteuert. Bei der bekannten Anordnung können sich jedoch Betriebs-situationen ergeben, in welchen die Kupplung durch den motordrehzahlabhängig eingestellten Schlupf unnötig erwärmt wird und unnötig Kraftstoff verbraucht wird. Darüberhinaus erhöht sich der Verschleiß der Kupplung. Bei der bekannten Antriebsanordnung läßt sich der Schlupf nur schwer auf solche Drehzahlbereiche begrenzen, in welchen Eigenresonanzen des Antriebsstrangs auftreten bzw. auf drehschwingungserzeugende Betriebs-situationen, wie zum Beispiel bei schnellen Änderungen des Antriebsmoments.

Aus der DE-OS 34 15 092 ist eine andere Antriebsanordnung bekannt, bei welcher zu Drehschwingungen im Antriebsstrang die Reibungskupplung auf einen geringen Schlupf eingestellt wird. Der Schlupfbetrieb der Kupplung wird durch einen am Getriebegehäuse angebrachten Beschleunigungssensor ausgelöst.

Es ist Aufgabe der Erfindung, eine Antriebseinrichtung für ein Kraftfahrzeug, bei welcher zur Dämpfung von Getriebegeräuschen und zur Dämpfung von Drehschwingungen ein Schlupf der Reibungskupplung eingestellt wird, so zu verbessern, daß die thermische Belastung und der Verschleiß der Kupplung verringert und die Regelung des Schlupfs exakter durchgeführt wird.

Diese Aufgabe wird durch die im kennzeichnenden Teil des Patentanspruchs 1 angegebenen Merkmale gelöst.

Im Rahmen der Erfindung regelt die Schlupfregelanordnung die Reibungskupplung entsprechend einer beispielsweise empirisch ermittelten Charakteristik des für die Schwingungsdämpfung und Geräuschminderung erforderlichen Schlupfs abhängig von der Motordrehzahl oder der Getriebeeingangsdrehzahl. Informationen über die Größe des gewünschten Schlupfs in Abhängigkeit von der Drehzahl können beispielsweise in einem Tabellenspeicher der Schlupfregelanordnung gespeichert sein. Die Schlupf-Drehzahl-Charakteristik ist jedoch von einer Vielzahl Parameter abhängig, zu denen nicht zuletzt die Betriebs-situationen und die von Fahrzeug zu Fahrzeug unterschiedliche Ausstattung gehö-

ren. Darüberhinaus kann sich die Charakteristik im Verlauf der Lebensdauer des Fahrzeugs ändern. Um diesen Anforderungen zu genügen, muß die vorbestimmte Schlupf-Drehzahl-Charakteristik in aller Regel auf Schlupfwerte eingestellt sein, die über den im Einzelfall tatsächlich erforderlichen Schlupfwerten liegen. Zu große Schlupfwerte erhöhen jedoch die thermische Belastung und den Verschleiß der Kupplung.

Im Rahmen der Erfindung spricht der Schwingungssensor auf Schwingungen im Tonfrequenzbereich an und liefert ein dem Schallpegel entsprechendes Signal. Die Schlupfregelanordnung speichert eine Schlupf-Drehzahl-Charakteristik mit Schlupfwerten für den maximal zulässigen Schlupf der Kupplung. Diese Charakteristik bestimmt jedoch lediglich einen Grenzwert, der im Betrieb der Kupplung nicht überschritten werden darf, um Kupplungsschäden zu vermeiden. Im Betrieb verringert die Schlupfregelanordnung den tatsächlichen Schlupf abhängig von dem mittels des Schwingungssensors erfaßten Schallpegel. Mit anderen Worten, der Schlupf wird auf einen Wert kleiner als den maximal zulässigen Schlupf verringert, wenn es der durch die Schwingungen hervorgerufene Geräuschpegel erlaubt. Der Schwingungssensor kann hierbei auf Körperschall, beispielsweise des Getriebes, oder auch auf Luftschall, beispielsweise in dem Fahrgastraum des Fahrzeugs, ansprechen.

In einer bevorzugten Ausführungsform umfaßt die Schlupfregelanordnung eine Steuerung, die abhängig von dem Signal des Schwingungssensors einen Steuerparameterwert erzeugt, der sich mit dem Signal des Schwingungssensors ändert. Der Schlupf der Kupplung wird abhängig von diesem Steuerparameterwert eingestellt, da der vom Schwingungssensor erfaßte Schallpegel nicht zuletzt von den momentanen Betriebsbedingungen des Fahrzeugs abhängt, stellt die Steuerung den Schlupf der Kupplung zunächst entsprechend der vorbestimmten Schlupf-Drehzahl-Charakteristik auf den maximal zulässigen Schlupf ein, wobei sich dann der kleinste, in der momentanen Betriebs-situation erreichbare Schallpegel ergibt. Ausgehend von dem bei eingestelltem maximal zulässigen Schlupf ergebenden Steuerparameterwert, wird der Schlupf vorzugsweise in Schritten verringert, bis ein zweiter, durch den maximal gewünschten Schallpegel bestimmter Grenzwert des Steuerparameters erreicht ist.

Bei dem Steuerparameter kann es sich um den über eine vorbestimmte Zeitspanne gemittelten zeitlichen Mittelwert des Signals des Schwingungssensors handeln. Die Schlupfregelanordnung mindert in dieser Ausführungsform den Schlupf schrittweise so lange, bis sich der Schallpegel um einen vorbestimmten, beispielsweise konstanten Wert über den beim maximal zulässigen Schlupf auftretenden Schallpegelwert hinaus erhöht hat.

Die Ansprechzeit der Schlupfregelanordnung kann gegenüber der vorstehend erläuterten Ausführungsform verkürzt werden, wenn als Steuerparameter der Quotient einer Änderung des Schallpegels bezogen auf eine Änderung des Schlupfs ausgenutzt wird. Zwischen dem Schlupf und dem Schallpegel existiert ein hinreichend eindeutig empirisch ermittelbarer, nicht linearer Zusammenhang, dessen Charakteristik mit abnehmendem Schlupf bzw. zunehmendem Schallpegel ein asymptotisches Verhalten zeigt. Beispielsweise in einem Tabellenspeicher der Schlupfregelanordnung können in Abhängigkeit von der Drehzahl Grenzwerte des Quotienten gespeichert sein, die es der Schlupfregelanordnung erlauben, den bei maximal zulässigem Schlupf er-

mittelten Quotienten schrittweise so weit zu verringern, bis dieser gespeicherte Grenzwert erreicht ist.

Bei dem Schwingungssensor kann es sich um einen Beschleunigungssensor handeln, der auf Vibrationsbeschleunigungen, beispielsweise des Getriebes, der Schalteinrichtungen des Getriebes oder eines dem Getriebe nachgeschalteten Differentialgetriebes anspricht. Der Beschleunigungssensor erfaßt vorzugsweise Beschleunigungen quer zur Fahrtrichtung in der Ebene der Fahrbahn, um Störbeschleunigungen aufgrund des Fahrbetriebs auszuschalten. Alternativ oder gegebenenfalls auch zusätzlich kann der Schwingungssensor ein im Fahrgastraum des Kraftfahrzeugs angeordnetes Mikrophon oder dergleichen umfassen. Dem Schwingungssensor können Filterschaltungen nachgeschaltet sein, die selektiv auf das die Antriebsgeräusche erzeugende Schallspektrum ansprechen.

Im Rahmen der Erfindung sind keine weiteren vom Fahrbetrieb abhängigen Beeinflussungsgrößen, beispielsweise keine momentabhängige Steuerung, erforderlich. Die Schlupfregelschaltung arbeitet sowohl im Zugbetrieb als auch im Schubetrieb des Antriebsstrangs. Gleichwohl können in den Regelkreis zusätzliche Signale eingeführt werden, beispielsweise Signale, die eine Voreilung des Regelsystems in Abhängigkeit von der Zeitkonstante bewirken. Von Vorteil für die Minderung von Drehschwingungen in dem Antriebsstrang ist auch ein Oszillator, der den Schlupf der Kupplung mit einer, verglichen mit der Schlupfamplitude kleinen Amplitude, moduliert. Die Modulationsfrequenz soll hierbei größer als die Zündfolgefrequenz sein und etwa das Zwei- bis Zehnfache der Zündfolgefrequenz betragen. Durch die Überlagerung der Modulationschwingung, die den Schlupf mit der Modulationsfrequenz periodisch mindert und erhöht, lassen sich Eigenfrequenzschwingungen des Antriebsstrangs mindern, wenn nicht gar vermeiden. Die Modulationsfrequenz darf jedoch kein ganzzahliges Vielfaches der Erregerfrequenz sein.

Darüberhinaus läßt sich die Schlupfregelanordnung zur Überwachung der die Kupplung thermisch belastenden Kupplungsarbeit ausnutzen, wobei der momentane Schlupf so verringert wird, daß die Wärmeabfuhr der Kupplung gewährleistet ist.

Im folgenden sollen Ausführungsbeispiele der Erfindung anhand von Zeichnungen näher erläutert werden. Es zeigt:

Fig. 1 ein schematisches Blockschaltbild einer Antriebsanordnung für ein Kraftfahrzeug;

Fig. 2 ein Diagramm, welches den maximal zulässigen Schlupf  $S_{max}$  in Abhängigkeit von der Getriebeeingangsdrehzahl  $n$  zeigt;

Fig. 3 ein Diagramm, welches den gewünschten Schlupf  $S$  in Abhängigkeit vom Schallpegel  $L$  zeigt;

Fig. 4 ein Programmablaufdiagramm zur Erläuterung der Funktionsweise einer ersten Ausführungsform der in Fig. 1 dargestellten Antriebsanordnung und

Fig. 5 ein Programmablaufdiagramm einer zweiten Ausführungsform der in Fig. 1 dargestellten Antriebsanordnung.

Fig. 1 zeigt schematisch die Antriebseinrichtung eines Kraftfahrzeugs mit einer Brennkraftmaschine 1, deren Kurbelwelle 3 über eine Reibungskupplung 5 herkömmlicher Bauart mit einer Eingangswelle 7 eines manuell zu schaltenden Getriebes 9 verbunden ist. Eine Ausgangswelle 11 des Getriebes 9 treibt über ein Differentialgetriebe 13 wenigstens eines der Räderpaare, beispielsweise die Hinterräder des Kraftfahrzeugs. Die Rei-

bungskupplung 5 wird von einem Servo-Positionierantrieb 15 zwischen einer vollständig eingekuppelten und einer vollständig ausgekuppelten Position ihres Ausrükkers 17 gesteuert. Ein von einem Kupplungspedal 19 aus bedienbarer Positionsgeber 21 steuert in üblicher Weise den Kupplungsbetrieb. Das Getriebe 9 kann alternativ auch als automatisches Getriebe ausgebildet sein, dessen Gänge abhängig von einer Programmsteuerung geschaltet werden. Die Programmsteuerung steuert in diesem Fall auch den Positionsgeber 21.

In dem durch die Komponenten 1, 5, 9 und 13 gebildeten Antriebsstrang des Kraftfahrzeugs können Drehschwingungen auftreten, die bei herkömmlichen Kraftfahrzeugen durch Torsionsschwingungsdämpfer, insbesondere in der Kupplungsscheibe der Reibungskupplung, gedämpft werden. In dem Antriebsstrang der Fig. 1 werden Drehschwingungen und damit zusammenhängende Geräusche, insbesondere des Getriebes 9, dadurch gedämpft, daß die Reibungskupplung 5 im Fahrbetrieb während der Übertragung des Antriebsdrehmoments nicht vollständig eingekuppelt wird, sondern geringfügig geöffnet wird, so daß sie das Drehmoment mit einem Schlupf vorbestimmter Größe überträgt. Der Schlupf wird mittels einer in Fig. 1 schematisch dargestellten Schlupfregelschaltung geregelt. Zur Ermittlung des Schlupfs der Reibungskupplung 5 wird mittels eines Drehzahlsensors 23 die Ausgangsdrehzahl der Brennkraftmaschine 1, d.h. die Eingangsdrehzahl der Reibungskupplung 5, gemessen. Mittels eines Drehzahlsensors 25 wird die Ausgangsdrehzahl der Reibungskupplung 5, d.h. die Eingangsdrehzahl des Getriebes 9 ermittelt. Eine Subtraktionsschaltung 27 liefert an ihrem Ausgang 29 ein der Drehzahldifferenz und damit dem Ist-Schlupf proportionales Signal. Eine Subtraktionsschaltung 31 subtrahiert das Ist-Signal von einem bei 33 zugeführten, den gewünschten Schlupf repräsentierenden Soll-Signal und liefert über eine Leitung 35 ein Fehlersignal, welches den Antrieb 15 der Reibungskupplung 5 unabhängig von der Betätigung des Kupplungspedals 19 so steuert, daß die Kupplung 5 mit dem Soll-Schlupf arbeitet.

Die Größe des Soll-Schlupfs wird von einer Programmsteuerung 37 zum Beispiel in Form eines Mikroprozessors oder dergleichen einerseits abhängig von der mittels des Drehzahlsensors 25 erfaßten Eingangsdrehzahl  $n$  des Getriebes 9, dem Ist-Schlupfsignal und einem mittels eines Beschleunigungssensors 39 z.B. am Gehäuse des Getriebes 9 erfaßten Schallpegelsignals  $L$  gesteuert. Der Beschleunigungssensor 39 erfaßt den Pegel von Vibrationsbeschleunigungen quer zur Fahrtrichtung des Kraftfahrzeugs und parallel zur Fahrbahnebene. Vibrationsbeschleunigungen in dieser Orientierung werden durch die z.B. von Fahrbahnunebenheiten während der Fahrt hervorgerufenen Beschleunigungskräfte nur wenig beeinflußt. Der Beschleunigungssensor 39 ist über eine Filterschaltung 41, die auf das Spektrum der im Antriebsstrang auftretenden Tonfrequenzen abgestimmt ist, an die Programmsteuerung 37 angeschlossen. Die nachfolgend noch näher erläuterte Programmsteuerung 37 begrenzt das den gewünschten Schlupf repräsentierende Soll-Signal auf einen maximal zulässigen Wert des Schlupfs  $S_{max}$  und zwar in Abhängigkeit von der mittels des Drehzahlsensors 25 erfaßten Drehzahl  $n$  der Getriebeeingangswelle 7. Fig. 2 zeigt die Charakteristik der Drehzahl  $n$ . Die Charakteristik wird beispielsweise auf empirischem Wege so bemessen, daß einerseits die thermische Belastung der Kupplung innerhalb zulässiger Grenzen bleibt und andererseits der zur

Geräuschminderung und Schwingungsdämpfung benötigte Schlupf sichergestellt ist. Der maximal zulässige Schlupf  $S_{max}$  nimmt mit wachsender der Drehzahl ab, wobei aber im Bereich von Resonanzstellen der Schwingungen Überhöhungen des Schlupfverlaufs vorgesehen sein können. Der Verlauf des maximal zulässigen Schlupfs  $S_{max}$  in Abhängigkeit von der Drehzahl  $n$  ist in einem Speicher 43 der Programmsteuerung 37 insbesondere in Tabellenform gespeichert.

Die Schwingungseigenschaften des Antriebsstrangs unterscheiden sich von Kraftfahrzeug zu Kraftfahrzeug infolge unterschiedlicher Motoreigenschaften, unterschiedlicher Getriebedimensionierung, unterschiedlicher Fahrzeugausstattung, wie zum Beispiel mit Schiebedach oder ohne Schiebedach oder unterschiedlicher Schalldämmungsmaßnahmen. Um diesen Unterschieden Rechnung zu tragen, ist der in dem Speicher 43 gespeicherte Wert des maximal zulässigen Schlupfs  $S_{max}$  zumindest in Drehzahlteilbereichen größer als für die Schwingungsdämpfung im konkreten Fall unbedingt erforderlich wäre. Um trotz dieser Maßnahme die thermische Belastbarkeit und den Verschleiß der Kupplung besonders klein zu halten, mindert die Programmsteuerung 37 den Soll-Schlupf abhängig von dem mittels des Beschleunigungssensors 39 erfaßten Schallpegel  $L$ . Fig. 3 zeigt den Zusammenhang zwischen dem Schlupf  $S$  der Kupplung und dem durch Schwingungen des Antriebsstrangs erzeugten Schallpegel  $L$ . Mit zunehmendem Schlupf nimmt der Schallpegel  $L$  ab. Dementsprechend ist dem maximal zulässigen Schlupf  $S_{max}$  ein minimaler Schallpegel  $L_{min}$  zugeordnet. Die Programmsteuerung 37 stellt, wie nachstehend noch näher erläutert wird, zunächst die Kupplung 5 so ein, daß sie mit dem der aktuellen Drehzahl entsprechenden maximal zulässigen Schlupf  $S_{max}$  schlupft und dementsprechend der Beschleunigungssensor 39 den minimalen Schallpegel  $L_{min}$  erfaßt. Nachfolgend mindert die Programmsteuerung 37 den Soll-Schlupf  $S$  auf einen Wert  $S_{min}$  in Abhängigkeit vom Schallpegel  $L$ , der hierbei von dem Wert  $L_{min}$  auf einen Wert  $L_{max}$  zunimmt.

In einer ersten Variante der Erfindung ist der Wert  $L_{max}$  vorgegeben und zwar entweder als konstanter Wert oder aber in von der Drehzahl  $n$  abhängiger Form. Die Programmsteuerung 37 erzeugt hierbei das Schlupf-Sollwert-Signal so, daß der vorgegebene Schallpegel  $L_{max}$  eingehalten wird.

Bei der vorstehend erläuterten Variante kann es bei manchen Betriebssituationen, insbesondere mit stark schwankendem Außengeräuschpegel, zu Regelungsgenauigkeiten kommen. Dies kann vermieden werden, wenn, wie in einer zweiten Variante vorgesehen ist, das Schlupf-Sollwert-Signal  $S$  ausgehend von dem maximal zulässigen Schlupf  $S_{max}$  nur so weit gemindert wird, bis der Schallpegel ausgehend von dem minimalen Schallpegel  $L_{min}$  um einen vorbestimmten Pegeländerungswert  $\Delta L$  erhöht ist. Da der Schallpegel  $L_{min}$  den Außengeräuschpegel mitberücksichtigt, ist diese Variante unabhängig vom Außengeräuschpegel.

Fig. 4 zeigt schematisch ein Programmablaufdiagramm für die zweite Variante. In dem Blockdiagramm bezeichnet der Funktionsblock 45 den Start der Brennkraftmaschine oder den Beginn des Einrückens der Kupplung. Ein kontinuierlich arbeitender Funktionsblock 47 ermittelt aus den Momentanwerten der Getriebeeingangsdrehzahl  $n$  einen zeitlichen Mittelwert  $\bar{n}$  über eine vorbestimmte Zeitspanne hinweg. Die Zeitspanne ist so bemessen, daß Schwankungen der Drehzahl aufgrund des Ungleichförmigkeitsgrads der Brenn-

kraftmaschine eliminiert werden, der zeitliche Mittelwert der Drehzahl  $\bar{n}$  jedoch einer beim Gaspedal abhängigen Beschleunigung oder Bremsen der Brennkraftmaschine sich ändernden Drehzahl folgt. In einem als Funktionsblock 49 dargestellten Tabellenspeicher ist eine Tabelle der maximal zulässigen Schlupfwerte  $S_{max}$  in Abhängigkeit von der mittleren Drehzahl  $\bar{n}$  gespeichert, wobei die Tabelle die Werte  $S_{max}$  in Drehzahlschritten  $\Delta \bar{n}$  enthält. Nach Auslösung des Funktionsblocks 47 liefert der Funktionsblock 49 den der momentanen Drehzahl zugeordneten Wert  $S_{max}$  als Sollwertsignal, welches die Kupplung 5 (Fig. 1) auf den maximal zulässigen Schlupf  $S_{max}$  einstellt. Dies ist durch einen Funktionsblock 51 angedeutet. Ein Funktionsblock 53 ermittelt bei auf den maximal zulässigen Schlupf eingestellter Kupplung einen zeitlichen Mittelwert des Schallpegels  $\bar{L}_{min}$  der von zeitlichen Schwankungen aufgrund des Ungleichförmigkeitsgrads der Brennkraftmaschine bereinigt ist. Entsprechend einem Funktionsblock 55 folgt nun ein Schlupfverringersschritt, bei welchem die Kupplung um einen vorbestimmten Wert zur Verringerung des Schlupfs eingerückt wird. Bei dem schrittweisen Einrücken der Kupplung kann die Kupplung entsprechend einem vorbestimmten Schlupfschritt oder einem vorbestimmten Positionsschritt ihres Ausrückers oder auch um einen vorbestimmten Schlupfänderungsfaktor oder dergleichen verstellt werden. In einem Entscheidungsblock 57 wird nachfolgend überprüft, ob sich seit der Ermittlung der Drehzahl  $\bar{n}$  im Funktionsblock 47 die Drehzahl  $\bar{n}$  so weit geändert hat, daß nach der Tabelle des Funktionsblocks 49 ein anderer Wert des maximal zulässigen Schlupfs  $S_{max}$  auszuwählen wäre. Es wird mit anderen Worten überprüft, ob die mittlere Drehzahl  $\bar{n}$  noch innerhalb desselben Tabellenschritts  $\Delta \bar{n}$  liegt. Hat sich die Drehzahl  $\bar{n}$  über den Drehzahlschritt hinaus geändert, so springt das Programm zum Funktionsblock 49 zurück. Hat sich die Drehzahl nicht relevant geändert, so wird in einem Entscheidungsblock 59 überprüft, ob der mittlere Schallpegel  $\bar{L}$ , welcher analog zum Funktionsblock 53 ermittelt wird, kleiner oder gleich ist dem minimalen mittleren Schallpegel  $\bar{L}_{min}$  vermehrt um einen vorbestimmten konstanten Schallpegelzuwachs  $\Delta L$ . Der Schallpegelzuwachs  $\Delta L$  legt, wie vorstehend erläutert wurde, die Grenze fest, bis zu der der Schlupf ausgehend vom maximal zulässigen Schlupf  $S_{max}$  vermindert werden kann, wenn die Geräuschentwicklung und die Schwingungsdämpfung in vorbestimmten Grenzen bleiben soll. Ist  $\bar{L}$  kleiner als dieser Grenzpegel, so springt das Programm in den Funktionsblock 55 und führt einen weiteren, den Schlupf verringernden Schritt aus. Das Programm arbeitet adaptiv und selbstregelnd. Ist der mittlere Schallpegel  $\bar{L}$  größer als der vorstehend erwähnte Grenzwert, so wird der vorangegangene Schlupfverringersschritt des Funktionsblocks 55 in analoger Weise entsprechend einem Funktionsblock 61 rückgängig gemacht, wobei die Kupplung um einen Schritt geöffnet wird. Auch hier kann der Öffnungsschritt durch einen konstanten Schlupfänderungsschritt oder Ausrücker-Positionsänderungsschritt oder Schlupfänderungsfaktor bestimmt sein. Ein Entscheidungsblock 63 überprüft auf den Schlupfvergrößerungsschritt folgend, ob der nunmehr eingestellte Schlupf kleiner der gleich dem maximal zulässigen Schlupf  $S_{max}$  ist. Ist  $S$  kleiner oder gleich  $S_{max}$  so wird das Programm zum Entscheidungsblock 57 zurückgeführt. Übersteigt  $S$  den maximal zulässigen Schlupf  $S_{max}$ , so springt das Programm zum Entscheidungsblock 47 zurück.

Bei der vorstehend erläuterten Regelstrategie muß auf jeden Schlupfänderungsschritt der Funktionsblöcke 55 und 61 zunächst die Reaktion des Schallpegels  $L$  abgewartet werden, bevor der Entscheidungsblock 59 abgefragt werden kann. Die für die Justierung der Kupplung erforderliche Zeitspanne begrenzt die Ansprechzeit der Regelanordnung. Die Ansprechzeit der Regelung kann durch die nachfolgend erläuterte Regelstrategie verkürzt werden. Diese Regelstrategie macht sich zunutze, daß sich die Kurvensteigung des Schlupfs  $S$  in Abhängigkeit vom Schallpegel  $L$  ändert. Der Funktionsverlauf  $S(L)$  ist von der Drehzahl  $n$  abhängig und läßt sich empirisch ermitteln. Dementsprechend kann für die von der Drehzahl abhängige Charakteristik des maximal zulässigen Schlupfs  $S_{max}$  ein drehzahlabhängiger Quotient  $\Delta L : \Delta S$  ermitteln, welcher der Bedingung genügt, daß

$$\frac{\Delta L}{\Delta S} = \frac{L_{max} - L_{min}}{S_{max} - S_{min}}$$

ist. Der Quotient  $\Delta L / \Delta S$  bildet einen Steuerparametergrenzwert, der es erlaubt, ausgehend von dem maximal zulässigen Schlupf  $S_{max}$  den Schlupf so weit zu verringern, bis der Schallpegel von seinem Minimalwert  $L_{min}$  um den Betrag  $\Delta L$  erhöht wurde, wobei jedoch die Reaktion des Antriebsstrangs auf Schlupfänderungen nicht abgewartet werden muß.

Fig. 5 zeigt ein dem Ablaufdiagramm der Fig. 4 entsprechendes Ablaufdiagramm für eine quotientenabhängige Regelung, wobei funktionsgleiche Funktionsblöcke mit denselben Bezugszahlen, vermehrt um den Buchstaben  $a$ , bezeichnet sind. Zur Erläuterung dieser Funktions- und Entscheidungsblöcke, wird auf die Beschreibung der Fig. 4 Bezug genommen. Im Unterschied zum Tabellenspeicher des Funktionsblocks 49 speichert der Tabellenspeicher des Funktionsblocks 49a nicht nur eine Tabelle der maximal zulässigen Schlupfwerte  $S_{max}$  in Abhängigkeit von der mittleren Drehzahl  $\bar{n}$ , sondern auch eine Tabelle des Quotienten  $\Delta L / \Delta S$  in Abhängigkeit der mittleren Getriebeeingangsdrehzahl  $\bar{n}$ . Beide Tabellen haben hierbei die gleiche Schrittweite  $\Delta \bar{n}$ . Nach dem Start des Programmablaufs durch den Funktionsblock 45a liefert der Funktionsblock 49a den der ermittelten Drehzahl  $\bar{n}$  zugeordneten Wert des maximal zulässigen Schlupfs  $S_{max}$ , und die Kupplung wird entsprechend dem Funktionsblock 51a auf diesen Wert eingestellt. In dem Funktionsblock 53a wird aus den momentanen Werten des Schlupfs  $S$  und des Schallpegels  $L$  ein Momentanwert des Quotienten der momentanen Schallpegeländerung  $\delta L$  zur momentanen Schlupfänderung  $\delta S$  ermittelt und hieraus ein zeitlicher Mittelwert gebildet, der von kurzzeitigen Schwankungen, wie sie beispielsweise aufgrund des Ungleichförmigkeitsgrads der Brennkraftmaschine auftreten, bereinigt ist. Bei auf maximal zulässigem Schlupf eingestellter Kupplung entspricht dieser Momentanwert des Quotienten der Steigung der in Fig. 3 dargestellten Kurve  $L(S)$  im Punkte  $L_{min}, S_{max}$ . Der momentane Quotient  $\Delta L / \delta S$  bildet den Steuerparameter, der auf den Schlupfverringers-

schritt sowie ein Entscheidungsblock 63a, der bei Vergrößerung des Schlupfs das Einhalten des maximal zulässigen Schlupfs  $S_{max}$  überwacht. Die Blöcke 61a und 63a entsprechen den Blöcken 61 und 63 in Fig. 4. Der Vollständigkeit halber sei darauf hingewiesen, daß die Blöcke 49a, 53a und 59a auch für die Überwachung des inversen Quotienten ausgelegt sein können. Ferner wurde im Vorstehenden die Schlupfregelung als von der Getriebeeingangsdrehzahl abhängig erläutert. Analog dazu kann der in den Tabellenspeichern gespeicherte Wert des maximal zulässigen Schlupfs oder des zur Regelung benutzten Quotienten  $\Delta L / \Delta S$  auch von der Motordrehzahl abhängig tabelliert sein. Die Programmsteuerung 37 wird dementsprechend von dem Drehzahlsensor 23 gesteuert.

Die schallpegelabhängige Steuerung des Schlupf-Sollwerts erlaubt eine im wesentlichen verzögerungsfreie Anpassung des Schlupfs der Reibungskupplung 5 an geänderte Betriebssituationen, beispielsweise an plötzliches Gasgeben. Darüberhinaus wird die thermische Belastung der Reibungskupplung 5 gemindert, da sich der Schlupf an dem tatsächlich erzeugten Geräuschpegel orientiert. Die Schlupfregelschaltung eignet sich gleichermaßen für den Zugbetrieb als auch den Schubbetrieb des Antriebsstrangs.

In Fig. 1 erfaßt der Beschleunigungssensor 39 Querbeschleunigungen des Getriebes 9. Wenngleich diese Meßart bevorzugt ist, eignet sich doch jede andere Meßmethode zur Erfassung der durch Torsionsschwingungen des Antriebsstrangs erzeugten Geräusche. In Fig. 1 ist bei 65 als Alternative ein am Differenzialgetriebe 13 angebrachter Beschleunigungssensor dargestellt. Geeignet sind auch im Fahrgastraum des Kraftfahrzeugs angeordnete Mikrophone 67, die den Geräuschpegel im Fahrgastraum erfassen.

Dem Schlupf-Sollwertsignal wird, wie Fig. 1 zeigt, über eine Summationsstufe 69 zusätzlich aus einem Oszillator 71 ein Modulationssignal überlagert, welches eine Modulation des Schlupfs der Reibungskupplung 5 bewirkt. Die Modulationsamplitude ist, verglichen mit der Schlupfamplitude, klein. Durch die Modulation des Schlupfs kann die Anregung von Eigenfrequenzschwingungen des Antriebsstrangs vermieden oder zumindest vermindert werden. Die Modulationsfrequenz ist bevorzugt größer als die Zündfrequenz der Brennkraftmaschine 1 und liegt zweckmäßigerweise bei dem etwa zwei- bis zehnfachen der Zündfrequenz. Die Modulationsfrequenz kann variabel sein und insbesondere von der Motordrehzahl abhängen.

Die Erfindung wurde vorstehend am Beispiel einer die Schaltkupplung des Antriebsstrangs bildenden Reibungskupplung erläutert. Bei der Reibungskupplung kann es sich aber auch um die Überbrückungskupplung eines Drehmomentwandlers oder dergleichen handeln. Die Überbrückungskupplung wird vorzugsweise auf hydraulischem Wege direkt von der hydraulischen Steuerung eines automatischen Getriebes gesteuert.

- Leerseite -

3624755

Nummer:

Int. Cl.4:

Anmeldetag:

Off nlegungstag:

36 24 755

B 60 K 41/02

22. Juli 1986

28. Januar 1988

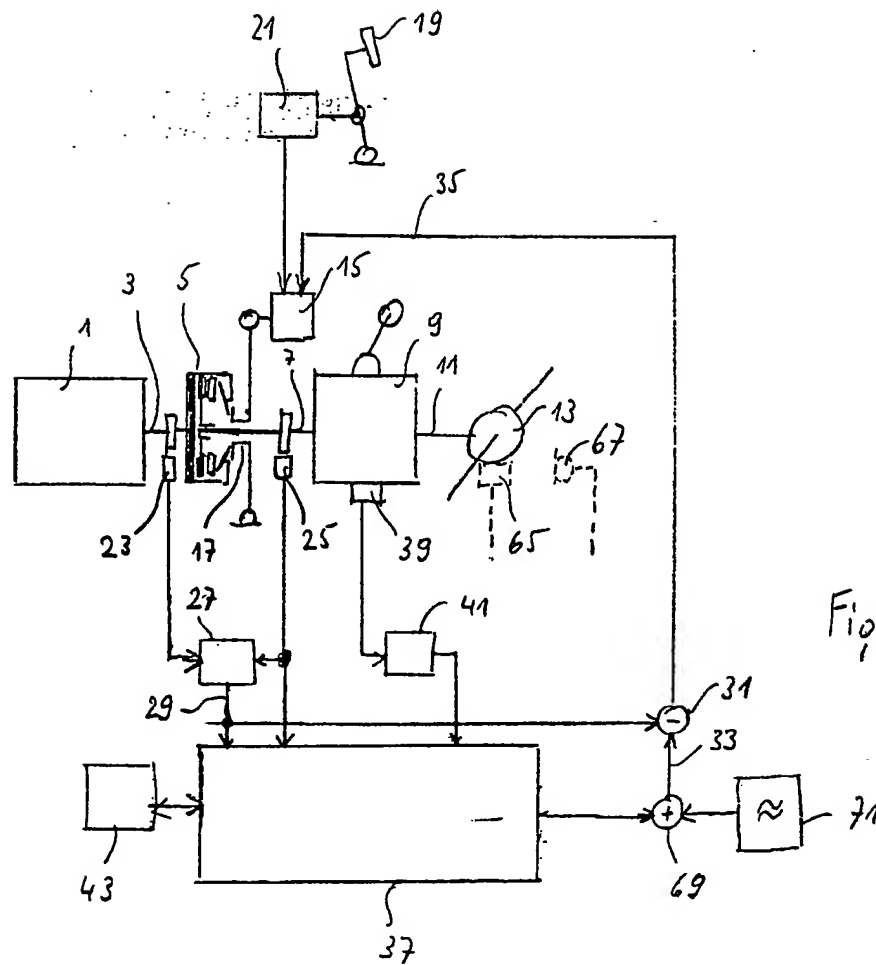


Fig. 1

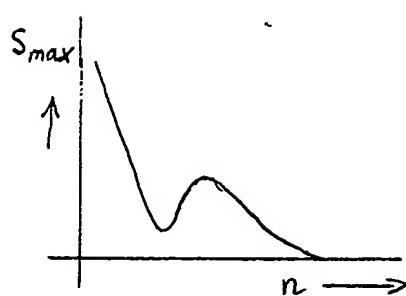


Fig. 2 ORIGINAL INSPECTED

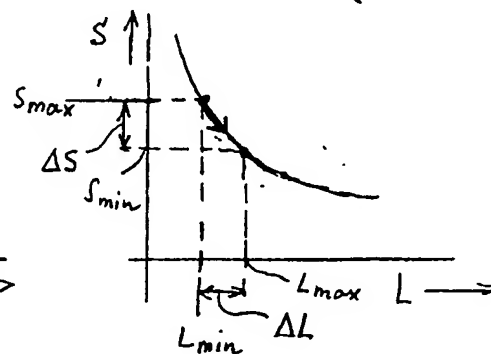


Fig. 3



250788

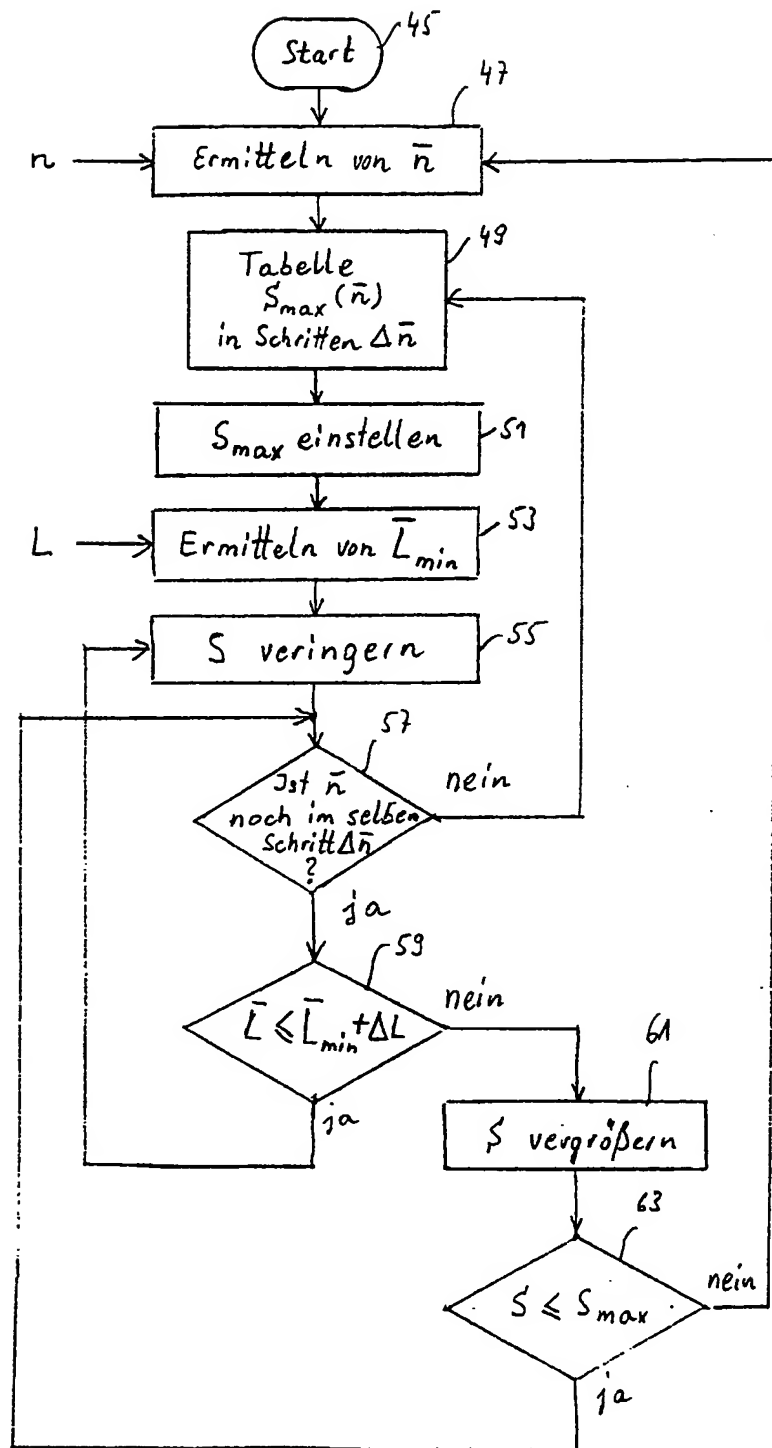


Fig. 4

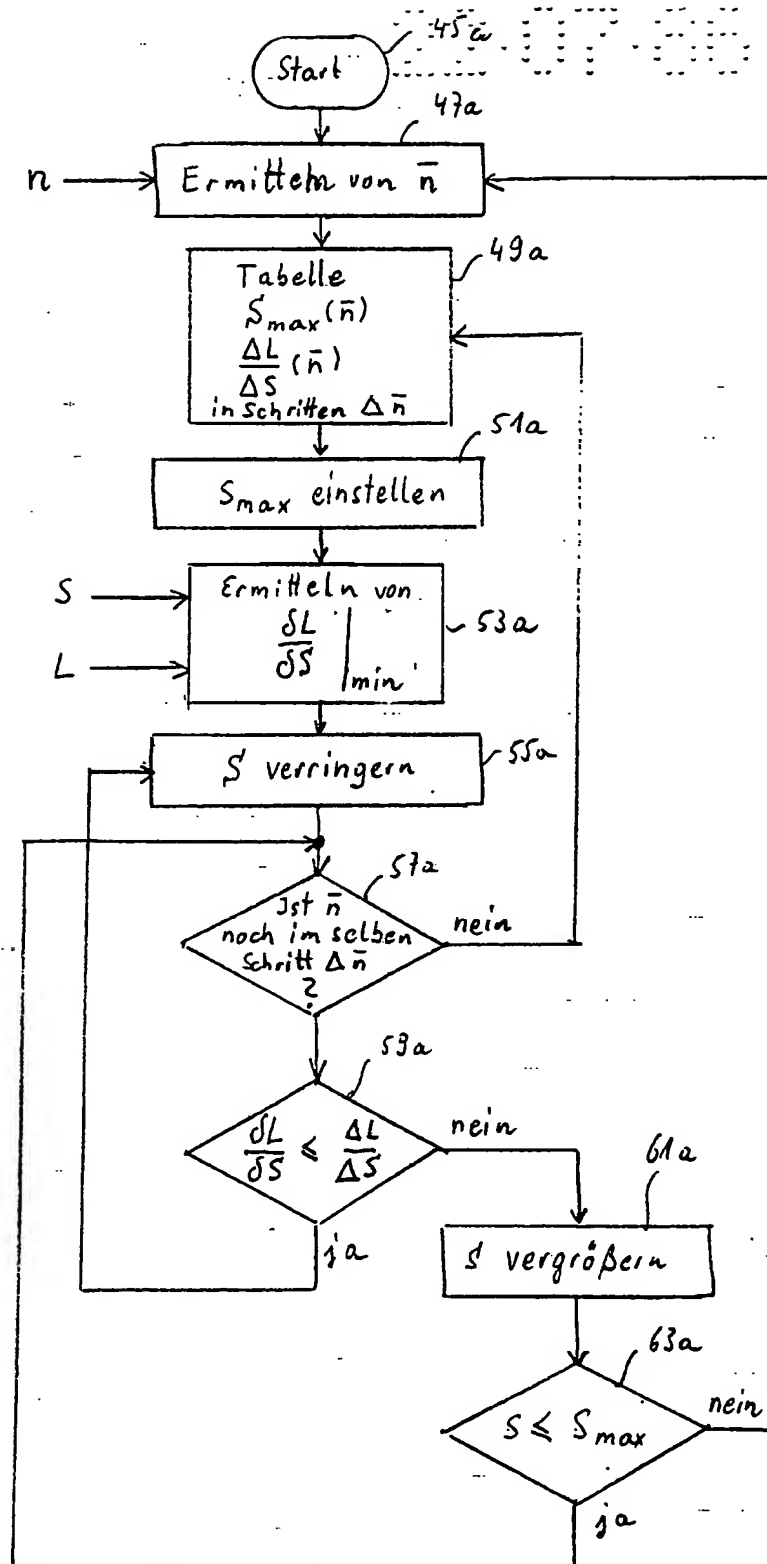


Fig. 5